

## Active suspension system for the suppression of vibrations, especially for motor vehicles

**Publication number:** DE3831338

**Publication date:** 1989-04-13

**Inventor:** BEDUHN HARALD DIPL ING (DE)

**Applicant:** VOLKSWAGEN AG (DE)

**Classification:**

**- international:** *B60G7/02; B60G11/18; B60G15/06; B60G17/027; B60G7/02; B60G11/00; B60G15/00; B60G17/02; (IPC1-7): B60G11/26; B60G17/00*

**- european:** B60G7/02; B60G11/18; B60G15/06D2; B60G17/027; B60G17/027C

**Application number:** DE19883831338 19880915

**Priority number(s):** DE19883831338 19880915; DE19873731911 19870923

[Report a data error here](#)

### Abstract of **DE3831338**

A known active suspension system has a mechanical coil spring and a hydraulic piston-cylinder unit with double-acting separating piston. Whilst the coil spring serves to transmit the static vehicle load, dynamic forces occurring are transmitted by the piston-cylinder unit. In this the separating piston, as necessary, is subjected by an electronic control device as a function of the operating conditions to hydraulic pressure from a pressure source acting in alternate directions in order to obtain a desired suspension and damping behaviour. The power demand for the modulation of the piston-cylinder units, functioning with a control frequency of approximately 25 to 30 Hz, is relatively high. In order to reduce the power demand for modulation of the piston-cylinder units, in the new suspension system a second spring device is connected in series to the parallel circuit comprising piston-cylinder unit and first spring device. The required suspension and damping behaviour is thereby achieved with lower control frequencies, which means a correspondingly lower power demand.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

⑬ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND

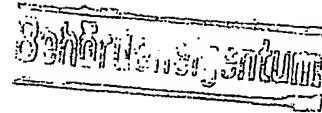


DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑪ **DE 3831338 A1**

⑤① Int. Cl. 4:  
**B 60 G 11/26**  
B 60 G 17/00

⑳ Aktenzeichen: P 38 31 338.3  
㉔ Anmeldetag: 15. 9. 88  
㉕ Offenlegungstag: 13. 4. 89



DE 3831338 A1

③① Innere Priorität: ③② ③③ ③①  
23.09.87 DE 37 31 911.6

⑦① Anmelder:  
Volkswagen AG, 3180 Wolfsburg, DE

⑦② Erfinder:  
Beduhn, Harald, Dipl.-Ing., 3300 Braunschweig, DE

⑤④ **Aktives Federungssystem zur Schwingungsunterdrückung insbesondere für Kraftfahrzeuge**

Ein bekanntes aktives Federungssystem weist eine mechanische Schraubenfeder und eine hydraulische Kolben/Zylinder-Einheit mit doppeltwirkendem Trennkolben auf. Während die Schraubenfeder zur Übertragung der statischen Fahrzeuglast dient, werden auftretende dynamische Kräfte von der Kolben/Zylinder-Einheit übertragen. Der Trennkolben wird dabei zur Erzielung eines gewünschten Federungs- und Dämpfungsverhaltens von einer elektronischen Regeleinrichtung in Abhängigkeit von Betriebszuständen aus einer Druckquelle nach Bedarf wechselseitig mit Hydraulikdruck beaufschlagt. Der Leistungsbedarf für die Aussteuerung der mit einer Stellfrequenz von etwa 25 bis 30 Hz arbeitenden Kolben/Zylinder-Einheiten ist relativ groß. Um den Leistungsbedarf für die Aussteuerung der Kolben/Zylinder-Einheiten zu reduzieren, ist bei dem neuen Federungssystem der Parallelschaltung aus Kolben/Zylinder-Einheit und erster Federvorrichtung eine zweite Federvorrichtung in Reihe geschaltet. Dadurch wird das gewünschte Federungs- und Dämpfungsverhalten mit kleineren Stellfrequenzen erreicht, was einen entsprechend geringeren Leistungsbedarf bedeutet.

DE 3831338 A1

## Patentansprüche

1. Aktives Federungssystem zur Schwingungsunterdrückung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, mit einer für die Übertragung der statischen (Fahrzeug-)Last bemessenen ersten Federvorrichtung und mit einer hierzu parallelgeschalteten hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheit, deren doppelt wirkender Trenn- bzw. Stellkolben zwecks Übertragung dynamischer Lasten in Abhängigkeit von Betriebs- bzw. Fahrzuständen — gesteuert durch eine elektronische Steuer- und Regeleinrichtung — aus einer hydraulischen Druckquelle (Pumpe, Hochdruckspeicher) wechselseitig mit Hydraulikdruck beaufschlagbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß der Parallelschaltung aus hydraulischer Kolben/Zylinder-Einheit (13, 23) und erster Federvorrichtung (11, 21) eine zweite Federvorrichtung (12, 22) in Reihe geschaltet ist.
2. Aktives Federungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die erste und zweite Federvorrichtung als mechanische Schraubenfedern (11, 12) ausgebildet sind und daß die erste Schraubenfeder (11) die hydraulische Kolben/Zylinder-Einheit (13) zumindest teilweise konzentrisch umhüllt.
3. Aktives Federungssystem nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Schraubenfeder (11) sich mit ihrem einen Ende auf einem am Zylinderrohr (132) und mit ihrem anderen Ende auf einem an der Kolbenstange (133) der Kolben/Zylinder-Einheit (13) befestigten ersten bzw. zweiten Federteller (134 bzw. 135) abstützt und daß die zweite Schraubenfeder (12) sich mit ihrem einen Ende auf dem zweiten Federteller (135) und mit ihrem anderen Ende auf einem dritten Federteller (141) abstützt, welcher an einem mit dem freien Kolbenstangenende axial verschieblich verbundenen zylindrischen Führungsglied (14) befestigt ist.
4. Aktives Federungssystem nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Schraubenfeder (11) konzentrisch innerhalb der zweiten Schraubenfeder (12) angeordnet ist, daß der zweite Federteller (135) als mit seinem Boden (136) an der Kolbenstange (133) befestigter und mit seiner Becherwand (137) zwischen erster und zweiter Schraubenfeder (11, 12) liegender Becher mit radial nach außen abgewinkeltem Becherrand (138) ausgebildet ist und daß sich die erste Schraubenfeder (11) im Bereich des Becherbodens (136) und die zweite Schraubenfeder (12) auf dem abgewinkelten Becherrand (138) abstützen.
5. Aktives Federungssystem nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß das zylindrische Führungsglied (14) mit einem kolbenstangenartigen Fortsatz unter Zwischenschaltung einer Gleit- oder Wälzlageranordnung axial in das hohlzylindrisch ausgebildete freie Ende der Kolbenstange eingreift und für diese eine Axialführung bildet.
6. Aktives Federungssystem nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß das zylindrische Führungsglied (14) eine zur Kolbenstange (133) hin offene Zylinderhülse (142) aufweist, in die das freie Ende der Kolbenstange (133) oder ein damit fest verbundener Zylinderteil (139) unter Zwischenschaltung einer Gleit- oder Wälzlageranordnung

(15) eingreift.

7. Aktives Federungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die erste und zweite Federvorrichtung als Torsionsfedern ausgebildet sind und daß die hydraulische Kolben/Zylinder-Einheit (23) einenends über einen Hebelarm (26) an der drehmomentenfesten Koppelstelle (27) beider Torsionsfedern angreift und anderenends an einem der über das Federungssystem relativ zueinander abgedichteten Bauteile, insbesondere am Fahrzeugaufbau (5) oder am Radführungsglied (6) des Kraftfahrzeugs angelenkt ist.

8. Aktives Federungssystem nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Torsionsfedern als Rohre (21, 22), vorzugsweise als aus glasfaserverstärktem Kunststoff gefertigte Rohre ausgebildet sind.

9. Aktives Federungssystem nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Rohre (21, 22) konzentrisch ineinander geschachtelt und einenends drehmomentensteif miteinander verbunden sind.

10. Aktives Federungssystem nach Anspruch 9, zur Abfederung eines Kraftfahrzeugs mit als Dreiecklenker ausgebildeten Radführungsgliedern, dadurch gekennzeichnet, daß die ineinander geschachtelten Rohre (21, 22) in der Schwenkachse (4) des über zwei im Abstand zueinander angeordnete Lager (7, 8) schwenkbar am Fahrzeugaufbau (5) angelenkten Dreiecklenkers (6) angeordnet sind, daß im Bereich des einen Lagers (7) das drehmomentensteif verbundene Ende (27) der Rohre (21, 22) über eine Gleit- oder Wälzlageranordnung (25) frei drehbar am Dreiecklenker (6) gelagert ist und daß im Bereich des anderen Lagers (8) einerseits das freie Ende des äußeren Rohres (21) drehmomentensteif mit dem Dreiecklenker (6) und andererseits das freie Ende des inneren Rohres (22) drehmomentensteif mit dem Fahrzeugaufbau (5) verbunden ist.

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein aktives Federungssystem zur Schwingungsunterdrückung, insbesondere für Kraftfahrzeuge, der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten Art, wie es beispielsweise aus der US-PS 46 25 993 bekannt ist.

Bei der Auslegung des Fahrwerks, d. h. der Feder-, Dämpfer- und Stabilisatoranordnung eines Kraftfahrzeugs, insbesondere eines Personenkraftwagens, müssen zwei einander an sich widerstrebende Gesichtspunkte miteinander in Einklang gebracht werden.

Einerseits sollen die Fahrzeuginsassen möglichst komfortabel reisen, was ein "weiches" Fahrwerk erfordert, das möglichst alle großen und kleinen sowie kürzeren und länger anhaltenden Fahrbahnnunebenheiten "schluckt", d. h. von den Fahrzeuginsassen fernhält.

Andererseits soll das Fahrzeug aus Gründen der Fahrsicherheit möglichst bei allen Beladungs- und Fahrzuständen, in allen Geschwindigkeitsbereichen sowie bei den unterschiedlichsten Straßenverhältnissen (ob beladen oder unbeladen, ob gerade oder kurvig, ob holperig oder eben) über die Fahrzeugräder stets sicheren Kontakt mit der Fahrbahn behalten und den Lenkbewegungen des Lenkrades sicher folgen.

Je "weicher" ein Fahrwerk bemessen ist, einen desto größeren Einfluß üben Änderungen der Nutzlast sowie

Trägheitskräfte (beim Kurvenfahren, beim Bremsen und beim Beschleunigen) auf die Aufbaubewegungen (Rollen, Nicken etc.) und die Fahrstabilität des Fahrzeuges ganz allgemein aus.

Bei der Bemessung konventioneller Fahrwerke muß daher stets der bestmögliche Kompromiß zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit (Fahrstabilität, Lenkfähigkeit) geschlossen werden, was um so schwieriger ist, je niedriger das Fahrzeugleergewicht ist.

Um das Fahrverhalten eines Kraftfahrzeuges zu optimieren, d. h. um sein Federungs- und Dämpfungsverhalten den wechselnden Fahrbahn-, Last- und Betriebsverhältnissen anzupassen, sind in den letzten Jahren für Kraftfahrzeuge schaltbare Fahrwerke bzw. aktive Federungssysteme geschaffen worden, bei denen die Feder-, Dämpfer- und/oder Stabilisatorraten mittels einer elektronischen Steuer- oder Regeleinrichtung in Abhängigkeit von Betriebs- bzw. Fahrzuständen veränderbar sind, im Gegensatz zu konventionellen Kraftfahrzeug-Federungssystemen, bei denen diese Raten fest vorgegeben sind.

Unter anderem ist ein zunächst für Rennwagen konzipiertes, später aber auch für allgemeine Personenkraftwagen weiterentwickeltes aktives Federungssystem bekannt (US-PS 46 25 993), bei dem den Fahrzeugrädern anstelle sonst üblicher Feder/Dämpferanordnungen nach Art von Federbeinen o. ä. jeweils eine aus einer mechanischen Schraubenfeder und einer dazu parallelgeschalteten hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheit mit doppelt wirkendem Trenn- bzw. Stellkolben bestehende Federungsvorrichtung zugeordnet ist.

Die statische Fahrzeuglast wird von der entsprechend bemessenen mechanischen Schraubenfeder übertragen, während die während des Fahrbetriebes auftretenden dynamischen Lasten von der hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheit übertragen bzw. aufgenommen werden. Dazu werden deren durch einen Trenn- bzw. Stellkolben voneinander getrennten beiden Arbeitskammern nach Bedarf wechselseitig in Abhängigkeit von Betriebs- bzw. Fahrzuständen, z. B. in Abhängigkeit von der Vertikalbeschleunigung von Rad und/oder Aufbau, von der Längs- und/oder Querschleunigung des Fahrzeuges, von der Gierwinkelgeschwindigkeit oder auch von der Kraft zwischen Federungssystem und Fahrzeugaufbau aus einer Hydraulikquelle mit Hydraulikdruck beaufschlagt.

Bei diesem bekannten aktiven Federungssystem wird das Federungs- und Dämpfungsverhalten des Fahrzeuges durch entsprechende Steuerung der hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheiten selbsttätig an die wechselnden Fahrbahn-, Last- und Betriebsverhältnisse (z. B. Geradeausfahrt, Kurvenfahrt) angepaßt und dadurch ein von der jeweiligen Fahrzeugbelastung zumindest weitgehend unabhängiges gewünschtes Fahrverhalten erzielt.

Der erforderliche Leistungsaufwand und der geräte-technische sowie regelungstechnische Aufwand zur Aussteuerung der hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheiten ist dabei jedoch nicht unerheblich. Die hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheiten eines solchen Federungssystems müssen mit relativ hoher Frequenz arbeiten, nämlich mit etwa 25 bis 30 Hz, was entsprechend schnell arbeitende Regel- bzw. Stellelemente (z. B. Schaltventile) im Hydraulikkreis voraussetzt, die technisch aufwendig und teuer sind.

Gleichzeitig können höhere frequente Schwingungen im akustischen Bereich zu Komforteinbußen führen.

Für einen Personenkraftwagen der Mittelklasse muß

daher für den Betrieb der hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheiten eine Leistung von etwa 5 kW bereitgestellt werden. Für den Antrieb des Fahrzeugs selbst steht von der Motorleistung somit nur noch eine entsprechend reduzierte Leistung zur Verfügung.

Demzufolge liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, ein aktives Federungssystem der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 genannten Art so weiter zu verbessern, daß der für die Aussteuerung der hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheiten erforderliche Leistungsbedarf reduziert und dabei der Einsatz weniger aufwendiger Regel- und Stellelemente möglich wird.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst.

Vorteilhafte und wesentliche Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen angegeben.

Erfindungsgemäß ist also der Parallelschaltung aus der hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheit und der die statische Last tragenden Federvorrichtung eine zweite Federvorrichtung in Reihe geschaltet. Diese ist so bemessen, daß sie bei maximaler statischer und dynamischer Last nicht "auf Block" geht.

Sie wirkt als "Tiefpaßfilter" und hält somit die höherfrequenten Achsschwingungen vom Aufbau fern. Die verbleibende Aufgabe, den Aufbau möglichst im Ruhezustand zu halten, ist mit einer relativ geringen Stellfrequenz von ca. 3 Hz möglich.

Durch die Reduzierung von Arbeitsfrequenz wird für die Aussteuerung der hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheiten nur noch ein Bruchteil der zuvor benötigten Leistung erforderlich. Gleichzeitig können zur Steuerung dieser Einheiten im Hydraulikkreis vergleichsweise langsam schaltende handelsübliche und damit preiswerte Regel- und Stellelemente eingesetzt werden.

Anhand zweier in der Zeichnung dargestellter Ausführungsbeispiele wird die Erfindung nachstehend näher erläutert.

In der Zeichnung zeigen in zum Teil geschnittener Darstellung

Fig. 1 ein erstes Ausführungsbeispiel eines aktiven Federungssystems gemäß der Erfindung,

Fig. 2 ein zweites Ausführungsbeispiel eines aktiven Federungssystems gemäß der Erfindung in der Draufsicht und

Fig. 3 das gleiche Ausführungsbeispiel in einer anderen Ansicht.

Bei dem in Fig. 1 dargestellten aktiven Federungssystem für Kraftfahrzeuge sind die ersten und zweiten Federvorrichtungen als mechanische Schraubenfedern 11, 12 ausgebildet, wobei die hydraulische Kolben/Zylinder-Einheit 13 ähnlich wie bei einem konventionellen Federbein von der ersten Schraubenfeder 11 konzentrisch umhüllt wird.

Die erste Schraubenfeder 11 stützt sich — ähnlich wie bei konventionellen Federbeinen — mit ihrem in der Zeichnung unteren Ende auf einem ersten Federteller 134 ab, der am Zylinderrohr 132 der Kolben/Zylinder-Einheit befestigt ist, und mit ihrem in der Zeichnung oberen Ende an einem zweiten Federteller 135, welcher seinerseits an der Kolbenstange 133 befestigt ist. Die erste Schraubenfeder 11 und die Kolben/Zylinder-Einheit 13 sind somit wirkungsmäßig parallelgeschaltet.

Die zweite Schraubenfeder 12 stützt sich ihrerseits mit ihrem in der Zeichnung unteren Ende ebenfalls auf dem zweiten Federteller 135 ab. Ihr oberes Ende greift an einem dritten Federteller 141 an, welcher an einem zylindrischen Führungsglied 14 befestigt ist, das seinerseits mit dem freien Ende der Kolbenstange 133 axial-

verschieblich verbunden ist.

Das zylindrische Führungsglied 14 weist dabei eine zur Kolbenstange 133 hin offene Zylinderhülse 142 auf, in die ein mit der Kolbenstange 133 fest verbundener Zylinderteil 139 unter Zwischenschaltung einer Wälzlageranordnung 15 eingreift. Anstelle einer Wälzlageranordnung könnte natürlich auch eine Gleitlageranordnung vorgesehen werden. Abweichend vom Ausführungsbeispiel könnte das freie Ende der Kolbenstange 133 natürlich auch unmittelbar in die Zylinderhülse 142 eingreifen; die Zwischenschaltung des im Durchmesser größeren Zylinderteils 139 ermöglicht jedoch eine bessere Axialführung.

Es ist selbstverständlich auch denkbar, abweichend vom Ausführungsbeispiel das zylindrische Führungsglied 14 mit einem kolbenstangenartigen Fortsatz auszustatten und dieses unter Zwischenschaltung einer Gleit- oder Wälzlageranordnung unmittelbar axial in das dann hohlzylindrisch ausgebildete freie Ende der Kolbenstange eingreifen zu lassen.

Im Ausführungsbeispiel ist die erste Schraubenfeder 11 konzentrisch innerhalb der zweiten Schraubenfeder 12 angeordnet und der zweite Federteller 135 entsprechend becherförmig ausgebildet. Die Becherwand 137 dieses mit seinem Boden 136 an der Kolbenstange 133 befestigten "Bechers" liegt konzentrisch zwischen den beiden Schraubenfedern 11 und 12 und besitzt einen nach außen abgelenkten Becherrand 138, auf dem sich das untere Ende der zweiten Schraubenfeder 12 abstützt. Die erste Schraubenfeder stützt sich ihrerseits mit ihrem oberen Ende im Bereich des Becherbodens 136 ab.

Durch dieses Ineinanderschachteln der beiden mechanischen Schraubenfedern 11 und 12 sowie der hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheit 13 ergibt sich eine sehr kompakte, bauraumsparende Baueinheit, so daß dieses aktive Federungssystem in vielen Fällen ohne weitere bauliche Veränderungen in den sonst zur Unterbringung eines Federbeins vorgesehenen Bauraum des Kraftfahrzeuges untergebracht werden kann.

Die von dem Trenn- bzw. Stellkolben 131 voneinander getrennten Arbeitskammern der hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheit 13 sind über Hydraulikleitungen 9 und unter Zwischenschaltung eines steuerbaren Regel- und Stellelementes 4 mit einer Hydraulikquelle 3 verbunden, die im allgemeinen eine Hydraulikpumpe, erforderlichenfalls einen hydraulischen Hochdruckspeicher, Überdruckventile o. ä. und einen drucklosen Hydraulikspeicher enthalten wird. Das Regel- bzw. Stellelement 4 wird mittels einer elektronischen Steuer- und Regeleinrichtung 2 den Regelerfordernissen entsprechend laufend umgeschaltet, derart, daß je nach Bedarf entweder die untere Arbeitskammer aus der Druckquelle 3 mit Hydraulikdruck beaufschlagt wird und gleichzeitig die obere Arbeitskammer entsprechend druckentlastet wird oder umgekehrt, oder aber, daß die hydraulische Kolben/Zylinder-Einheit — wie dargestellt — hydraulisch gesperrt wird. Der elektronischen Steuer- und Regeleinrichtung 2 werden hierzu über nicht weiter dargestellte Sensoren Daten bezüglich des Betriebs- bzw. Fahrzustandes zugeführt.

Die der hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheit 13 parallelgeschaltete erste Schraubenfeder 11 ist für die Übertragung der statischen Fahrzeuglast bemessen. Sie dient lediglich als Kraftminderer für die parallelgeschaltete Kolben/Zylinder-Einheit 13 und ist an der eigentlichen Abfederung des Fahrzeuges quasi nicht beteiligt.

Die in Reihe geschaltete zweite Schraubenfeder ist

wie die Schraubenfeder eines konventionellen Federbeins bemessen, d. h. so, daß sie bei maximaler statischer und dynamischer Last nicht auf Block geht.

Während des Fahrbetriebes wirken die zweite Schraubenfeder 12 und die dazu in Reihe liegende hydraulische Kolben/Zylinder-Einheit 13 zur Erzielung des gewünschten Federungs- und Dämpfungsverhaltens bei der Übertragung bzw. Aufnahme dynamischer Kräfte zusammen. Die zweite Schraubenfeder 12 wird dabei durch die hydraulische Kolben/Zylinder-Einheit 13 den Regelerfordernissen entsprechend entweder stärker vorgespannt oder entspannt und kann dadurch bei gleichem Relativweg zwischen Aufbau und Rad bzw. Aufbau und Radführungsglied verschieden große Kräfte übertragen.

Die hydraulische Kolben/Zylinder-Einheit 13 wird dabei mit einer vergleichsweise nur geringen maximalen Stellamplitude sowie mit einer vergleichsweise nur geringen Stellfrequenz von ca. 3 Hz betrieben, höherfrequente Schwingungen werden dagegen von der zweiten Schraubenfeder 12 eliminiert.

Das in Fig. 1 dargestellte aktive Federungssystem kann nach Art üblicher Federdämpfer eingesetzt werden oder erforderlichenfalls auch nach Art radführender Federbeine.

Demgegenüber bietet sich der Einsatz des in den Fig. 2 und 3 dargestellten erfindungsgemäßen aktiven Federungssystems in den Fällen besonders an, in denen der zur Unterbringung des Federungssystems zur Verfügung stehende Bauraum beschränkt ist, oder wenn z. B. im Bereich des Kofferraums auf eine besonders große Durchladebreite Wert gelegt wird.

Bei diesem Federungssystem sind die beiden Federvorrichtungen als Torsionsfedern ausgebildet, und zwar als tordierbare Rohre 21 und 22, die vorzugsweise aus glasfaserverstärktem Kunststoff gefertigt sind. Die beiden Rohre 21 und 22 sind konzentrisch ineinander geschachtelt und einenenden drehmomentensteif miteinander verbunden, so daß sie eine sehr kompakte raumsparende Baueinheit bilden.

Die hydraulische Kolben/Zylinder-Einheit 23, die konstruktiv und funktionell prinzipiell mit der in Fig. 1 dargestellten Einheit übereinstimmt und wie diese über eine hier nicht weiter dargestellte elektronische Steuer- und Regeleinrichtung in Abhängigkeit von Betriebs- bzw. Fahrzuständen steuerbar ist, greift mit ihrer Kolbenstange 233 über einen Hebelarm 26 an der drehmomentensteifen Verbindungs- bzw. Koppelstelle 27 der beiden Torsionsfedern 21 und 22 an. Das Zylinderrohr 232 ist dabei an einem der beiden über das Federungssystem relativ zueinander abgefederten Bauteile, im Ausführungsbeispiel an dem als Dreiecklenker ausgebildeten Radführungsglied 6 des Kraftfahrzeuges angelenkt. Je nach Bauraum und Einbausituation kann es jedoch auch angebracht sein, das Zylinderrohr 232 statt dessen am Fahrzeugaufbau 5 bzw. einem damit fest verbundenen Bauteil anzulenken; hierdurch wird lediglich die Funktion der beiden Torsionsfedern 21 und 22 miteinander vertauscht. Die Funktion der Gesamtanordnung bleibt davon jedoch unberührt.

Der Dreiecklenker 6 ist am nur angedeuteten Fahrzeugaufbau 5 in üblicher Weise über zwei im Abstand zueinander angeordnete Lager 7 bzw. 8 schwenkbar angelenkt; seine Schwenkachse ist mit A bezeichnet.

Die ineinander geschachtelten tordierbaren Rohre 21 und 22 sind in der Schwenkachse A angeordnet und mit ihrem drehmomentensteif verbundenen Ende 27 im Bereich des Lagers 7 über eine Gleit- oder Wälzlageran-

ordnung 25 frei drehbar im Dreiecklenker 6 gelagert.

Im Bereich des anderen Lagers 8 ist einerseits das freie Ende des äußeren tordierbaren Rohres 21, d. h. der ersten Federvorrichtung, drehmomentensteif mit dem Dreiecklenker 6 verbunden und andererseits das freie 5 Ende des inneren tordierbaren Rohres 22, d. h. der zweiten Federvorrichtung, drehmomentensteif mit dem Fahrzeugaufbau 5 verbunden. Das äußere tordierbare Rohr 21 und die hydraulische Kolben/Zylinder-Einheit 23 sind also parallelgeschaltet und dieser Parallelschal- 10 tung ist das innere tordierbare Rohr 22 in Reihe geschaltet, so daß eine Gesamtanordnung vorliegt, die in ihrer Wirkung der im Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 dargestellten Anordnung entspricht.

Das äußere tordierbare Rohr 21 ist demzufolge auch 15 wiederum so bemessen, daß es die statische Fahrzeuglast überträgt bzw. aufnimmt; die dynamischen Lasten werden demgegenüber vom inneren tordierbaren Rohr 22 und der dazu in Reihe geschalteten hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheit 23 übernommen, wobei die 20 gleichen Vorteile wie bei der Anordnung gemäß Fig. 1 erzielt werden. Die hydraulische Kolben/Zylinder-Einheit 23 kann mit vergleichsweise kleinen Stellamplituden und mit einer geringen Stellfrequenz von etwa nur 3 Hz arbeiten, mit der Folge, daß der Leistungsbedarf für 25 die zur Erzielung des gewünschten Federungs- und Dämpfungsverhaltens erforderliche dynamische Aussteuerung der hydraulischen Kolben/Zylinder-Einheit 23 gering ist.

Die in den Fig. 1 bis 3 dargestellten speziellen konstruktiven Ausführungen des erfindungsgemäßen aktiven Federungssystems stellen zwar besonders vorteilhafte Ausführungen dar, die Erfindung ist auf diese Ausführungen aber nicht beschränkt. So müssen mechanische Schraubenfedern natürlich nicht wie in Fig. 1 dargestellt konzentrisch ineinandergeschachtelt sein; sie 35 können auch räumlich in Reihe zueinander liegen, insbesondere dann, wenn nur Bauraum für kleinere Durchmesser zur Verfügung steht. Anstelle von mechanischen Schraubenfedern können natürlich auch pneumatische 40 oder hydropneumatische Federn Anwendung finden.

In entsprechender Weise müssen Torsionsfedern nicht wie in Fig. 2 dargestellt als tordierbare Rohre ausgebildet sein, insbesondere nicht als aus glasfaserverstärktem Kunststoff hergestellte Rohre. Bei Verwen- 45 dung tordierbarer Rohre müssen diese auch nicht zwingend konzentrisch ineinandergeschachtelt sein.

50

55

60

65

- Leerseite -

3831338

Nummer:  
Int. Cl.4:  
Anmeldetag:  
Offenlegungstag:

38 31 338  
B 60 G 11/26  
15. September 1988  
13. April 1989

